

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**



DEUTSCHES

PATENTAMT

②1) Aktenzeichen: 196 32 383.5
 ②2) Anmeldetag: 9. 8. 96
 ②3) Offenlegungstag: 20. 2. 97

③0) Unionspriorität: ③2) ③3) ③1)

18.08.95 US 516919

⑦1) Anmelder:

Borg-Warner Automotive, Inc., Sterling Heights,
Mich., US

⑦4) Vertreter:

Patentanwälte Hauck, Graafls, Wehnert, Döring,
Siemens, 80336 München

⑦2) Erfinder:

Simpson, Roger T., Ithaca, N.Y., US; Todd, Kevin B.,
Freeville, N.Y., US

⑤4) Integriertes Einlaß- und Druckentlastungsventil für hydraulische Kettenspanner an Motoren

⑤7) Die Erfindung betrifft einen hydraulischen Ketten- bzw. Riemenspanner, bei dem im Gehäuse des Kettenspanners ein kombiniertes Rückschlag- und Druckentlastungsventil angeordnet ist, über das Strömungsmittel in die Kammer zwischen Gehäuse und Kolben nachsaugbar ist, während bei Erreichen eines bestimmten Druckes in der Kammer das Druckentlastungsventil öffnet, um den zu hohen Druck in der Kammer abzubauen. Erfindungsgemäß wirkt das Rückschlagventilglied mit dem Druckentlastungsventil zusammen, um die Kammer bei normalen Betriebsbedingungen abzudichten und zum Nachsaugen bzw. Druckentlasten einen Drosselquerschnitt zu öffnen.

Beschreibung

Die Erfindung betrifft hydraulische Ketten- bzw. Riemenspanner gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1. Solche Ketten- bzw. Riemenspanner werden in der Regel am ablaufenden Teil einer Kette bzw. eines Riemens, insbesondere Zahnriemens für Nockenwellenantriebe von Motoren verwendet, um Geräusche zu dämpfen und Schlackern der Kette zu vermeiden, was unter Umständen zum Springen von Zähnen und damit zu schädlichen Änderungen der Ventilstreuerzeiten führen kann. Infolge Temperatur und unterschiedlicher Längung verschiedener Motorenbauenteile kann sich die Kettenspannung stark verändern. Auch ist der Verschleiß zu berücksichtigen und die Tatsache, daß Nockenwellen und Kurbelwelle Drehschwingungen ausführen können, welche die Kettenspannung verändern und damit zu einer Längung der Kette führen können.

Ein bekannter Kettenspanner ist in US 4,713,043 erläutert. Hier wird die vom Kolben im Kettenspannergehäuse abgeteilte Kammer über ein Kugelrückschlagventil gefüllt. Wird aber auf den Kolben von der Kette eine Kraft ausgeübt, die den Kolben ins Gehäuse zurückzuschieben sucht, so sitzt die Kugel fest auf dem Ventilsitz auf und lediglich ein kleiner Querschnitt zwischen Kolben und Bohrungswand ermöglicht ein Ausströmen von Druckmittel. Dies hat Nachteile, wenn die Kette plötzlich nachgibt oder in umgekehrter Richtung Kraftspitzen am Kolben aufgenommen werden. Insbesondere dann, wenn der Antrieb in seiner Resonanzfrequenz arbeitet, können die von der Kette herrührenden Kräfte beträchtlich sein. Der kleine Spielraum zwischen Kolben und Bohrung reicht dann nicht aus, um die Kammer schnell druckentlasten, um entsprechend nachgiebig auf die sich verstiefende Kette zu reagieren.

Um dieses Problem zu meistern, wird auf US 4,881,927 hingewiesen, einen Kettenspanner, bei dem ein Entlastungsventil mit einer in einer Hilfskammer verschiebbaren Hülse geschildert ist, die entgegen einer Federkraft vom Oldruck in der Hauptkammer verschiebbar ist und Druckentlastungskanäle öffnet.

Infolge seiner hohen Masse und erheblichen Reibung ist das Ansprechverhalten des Druckentlastungsventils nicht zufriedenstellend. Da der Durchströmquerschnitt zum Strömungsmitteldruck in der Hauptkammer proportional ist, kann bei sehr hohen Druckspitzen zu großes Strömungsmittelvolumen austreten.

Ein anderes Druckentlastungsventil ist aus US 4,507,103 ersichtlich. Hier ist neben einem Einlaß-Rückschlagventil mit Kugel ein Entlastungsventil vom Kugeltyp vorgesehen. Der Durchströmquerschnitt durch einen hierfür vorgesehenen Gewindegang behindert jedoch den Abfluß, so daß sich ein erheblicher Druck an der Ventilkugel aufbauen muß.

Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, eine Spanneinrichtung für Ketten, Riemen, Zahnriemen o.a. zu schaffen, die in der Lage ist, daß eine im wesentlichen konstante Spannkraft aufrechterhalten bleibt. Ferner soll das Druckentlastungsventil ein Einschieben des Kolbens leicht ermöglichen, wenn an der Kette hohe Kräfte auftreten.

Erfindungsgemäß ist die genannte Aufgabe mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1 gelöst.

Erfindungsgemäß ist ein integriertes bzw. kombiniertes Einlaß-Rückschlag- und Druckentlastungsventil vorgesehen, das zwischen dem Gehäuseeinlaß und der Druckmittelkammer vorgesehen ist. Das Rückschlagventil öffnet beim Nachsaugen von Druckmittel in die

Kammer und sperrt in der entgegengesetzten Richtung ab. Bei einem gewissen Druckanstieg öffnet das Druckentlastungsventil und Druckmittel kann aus der Kammer zurück zur Druckmittelquelle strömen. In einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung schließt sich bei einem weiteren Druckanstieg in der Kammer das Druckentlastungsventil teilweise und verengt damit den Ausströmquerschnitt. Damit ist vermieden, daß eine zu große Strömungsmittelmenge bei extremen Druckspitzen kurzzeitig ausströmt, was zur Folge hat, daß der Kolben zu weit ins Gehäuse eingeschoben wird. Ferner besitzt erfindungsgemäß das Druckentlastungsventil eine hohe Federrate und geringe Masse, um ein schnelles Ansprechvermögen zu erzielen.

Ein weiterer Vorteil der Erfindung liegt darin, daß die dynamischen Eigenschaften der Ventilkombination leicht veränderbar sind, um ein gewünschtes Ansprechverhalten zu erzielen. Dazu gehört, daß sich druckabhängig am Entlastungsventil ein bestimmter Durchströmquerschnitt einstellt, um eine zu starke Reaktion des Kettenspanners auf Laständerungen zu vermeiden. Der Kettenspanner liefert somit stets eine Mindestspannung an der Kette. Unzulässig hohe Druckspitzen werden vermieden. Ferner kann der erfindungsgemäß Kettenspanner leicht gegen bekannte Spanneinrichtungen ausgetauscht werden, um von den Vorteilen des Druckentlastungsventils Gebrauch zu machen.

Vorteilhafte Weiterbildungen sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet. So ist in dem kombinierten Ventil ein Sitzringgehäuse fest eingebaut. Der Sitzring dient als Ventilsitz für das Rückschlagventil, insbesondere einer Kugel. Auf der anderen Seite des Sitzrings liegt der Ventilkörper des Druckentlastungsventils, insbesondere eine Scheibe, die von einer Feder auf den Sitzring zu gedrückt wird. Eine Öffnung in der Scheibe ist kleiner als der Innendurchmesser des Sitzrings. An der Scheibe ist eine Lippe ausgebildet, die in den Sitzring soweit hineinreicht, daß sie an der Kugel anstoßt und diese bei normalen Betriebsbedingungen vom Sitzring abgehoben hält.

Bei einer Druckabsenkung in der Kammer hebt der Druckmitteldruck die Kugel des Rückschlagventils von der Lippe des Entlastungsventils ab, so daß die Kammer gefüllt werden kann. Ist dies erfolgt, so setzt sich die Kugel mit Hilfe einer Feder auf die Lippe und sperrt ab. Steigt der Druck in der Kammer, so wird die Druckentlastungsscheibe vom Sitzring weggeschoben, so daß sich ein Ausströmquerschnitt öffnet. Sollte der Druck weiter steigen, so werden Kugel und Entlastungsscheibe weiter verschoben, bis sich die Kugel auf den Sitzring setzt und damit der Ausströmquerschnitt verringert wird, um einen zu hohen Druckmittelverlust in der Kammer zu vermeiden.

Vorzugsweise besitzt der Sitzring Bohrungen, die als Drosselquerschnitt beim Ausströmen unter dem sehr hohen Druck dienen.

Ausführungsbeispiele der Erfindung sind nachstehend anhand der Zeichnung näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine Stirnansicht eines Nockenwellenantriebs mit einem Kettenspanner im Schnitt;

Fig. 2 einen Schnitt des Kettenspanners der Fig. 1 im vergrößerten Maßstab;

Fig. 3 einen Teilschnitt des integrierten Rückschlag- und Druckentlastungsventils der Fig. 2 in Offenstellung bei Überdruck;

Fig. 4 einen Teilschnitt ähnlich Fig. 3 bei Maximaldruck;

Fig. 5 eine Draufsicht auf den Sitzring der Fig. 4 längs

Fig. 6 bis 10 Teilschnitte durch alternative Ausführungsformen bis 10 des kombinierten Ventils.

Fig. 1 zeigt eine bevorzugte Ausführungsform des hydraulischen Ketten- bzw. Riemenspanners mit integriertem Einlaß-Rückschlag- und Druckentlastungsventil 100 gemäß der Erfindung, wobei der Kettenspanner über einen Spannschuh 12 auf die Kette 14 wirkt (OCTD). Ein solcher Nockenantrieb besteht aus einem Kurbelwellen-Kettenrad 16, einem Nockenwellen-Kettenrad 18, einer Kette 14, einem Kettenspanner 10, einem Spannschuh 12 und einer nicht dargestellten Kettenführung am ziehenden Kettenende. Der Kettenspanner 10 besteht aus einem Gehäuse 20 mit einer Kammer 22 bzw. einer Kolbenbohrung und einem integrierten Einlaß-Rückschlag- und Druckentlastungsventil 100 in Verbindung mit der Kammer und dem Einlaß 24 und einem Kolben 40, der auf den Spannschuh 12 drückt.

In Fig. 2 ist das integrierte Ventil dargestellt, das in einer Büchse 36 untergebracht ist. Das Ventil 100 ist am Einlaß 125 der Büchse 36 angeordnet. Der Kolben 40 umschließt eine Feder 60, die sich am Ventil 100 abstützt und den Kolben bzw. seine Stirnfläche 44 an den Spannschuh 12 drückt. Eine Entlüftungsscheibe 70 ist im Kolben stirnseitig vorgesehen, um eingefangene Luft und Strömungsmittel durch den Kanal 46 abzuführen. Eine Nut 38 liegt am offenen Ende der Büchse 36 für einen Dichtring 58 zum Abdichten des Kolbens 40. Dichtring 58 und Nut 38 können auch am Kolbenboden gemäß Fig. 9 untergebracht sein.

Fig. 2 zeigt ferner, daß das Ventil 100 in dieser Ausführungsform einen Käfig 112, ein Ventilglied 102, hier eine Kugel, eine Feder 104, eine Druckentlastungsscheibe 130 und dafür eine Feder 128 aufweist. Diese Bauteile liegen übereinander zwischen einem Gehäuse 126 des Druckentlastungsventils und dem Käfig 112 des Rückschlagventils, das mit einer Nut 124 im Gehäuse verklammert ist.

Das Ventilglied 102 kann verschiedene Formen aufweisen, beispielsweise eine Scheibe 103 sein (Fig. 8) oder ein konisches Bauteil (nicht gezeigt). Bei letzterem liegt das schmalere Ende der Scheibe 130 zugekehrt und das größere Ende neben der Feder 104. Die Geometrie hängt vom beabsichtigten dynamischen Verhalten ab. So hat beispielsweise eine massive Metallkugel eine größere Masse und ist damit langsamer und hat damit eine kleinere Eigenfrequenz im Vergleich zu einer Scheibe mit geringem Gewicht oder einer Hohlkugel. Das Ventilglied kann auch aus Keramik oder Kunststoff wie Polyimid bestehen.

Der Sitzring 106 hat vorzugsweise mehrere Kanäle 107 am Umfang der Öffnung 105, wie Fig. 5 zeigt. Vier oder fünf Kanäle sind ausreichend. Größe und Zahl der Kanäle 107 hängen vom Drosselquerschnitt ab, der für den Maximaldruck gewünscht wird. Beispielsweise kann eine Nennströmung bei Entlastung von 6 ml pro Minute wünschenswert sein und eine verringerte Nennströmung 2 ml pro Minute bei Maximaldruck. In der Zeichnung sind die Kanäle 107 als Schlitze an der Sitzfläche 109 am Umfang des Sitzringes 106 eingefräst. Es können aber auch Bohrungen sein (nicht dargestellt), nämlich am Rand der Sitzfläche 109, so daß die vollständige Sitzfläche in Anlage mit dem Ventilglied 102 ist. Der Sitzring 106 liegt am Ende des Gehäuses 126.

In Fig. 2 ist im Gehäuse 126 eine Einlaßkammer 127 vorgesehen, in der die Feder 128 liegt. Diese drückt auf die Scheibe 130 und letztere auf die Unterseite des Sitzringes 106.

der Innendurchmesser der Kammer 127, so daß die Scheibe 130 umströmt wird. Diese hat auch eine mittige Öffnung 132.

Eine Lippe 134 an der Scheibe 130 ragt in die Öffnung und hält das Ventilglied 102 weg vom Sitzring 106. Wird die Kugel 102 von einer Platte ersetzt, so muß zu diesem Zweck die Lippe 134 länger sein. Für einen konischen Ventilkörper kann die Lippe durchaus entfallen. Bei einem Scheibenventilkörper hat die Scheibe am Umfang Kanäle, die mit dem Abstand zwischen dem Sitzring 106 und der Lippe 134 fließen, so daß damit dasselbe Ziel wie mit den Kanälen 107 erreicht wird.

Der Werkstoff für die Federn 104 und 128 ist konventionell. Der Berstdruck der Feder 128 ist wesentlich höher als der für die Feder 104.

Fig. 6 zeigt eine abgeänderte Ausführungsform mit einem konischen Ventilkörper 140 mit Rändern 148, um den Ventilkörper gegenüber der Feder 104 zu halten. In dieser Ausführungsform ist kein Sitzring vorgesehen, statt dessen ein Anschlag 144 für den Ventilkörper und ein Anschlag 136 für die Druckentlastungsscheibe 130. Ferner ist eine Schulter 138 als Grenzanschlag für die Entlastungsscheibe vorgesehen. Der Anschlag 144 hält den Ventilkörper 140 in einer maximal vorgespannten Lage. Der Anschlag 132 begrenzt die Scheibe 130 in einer maximal vorgespannten Lage. Die Schulter 138 begrenzt den Hub der Scheibe 130 in Gegenrichtung zur Federvorspannung. Hier sind Anschlag 144 und Schulter 138 beide zusammen vorgesehen und in der Kammer 127 untergebracht. Einlaßkanäle 125 und 123 sind für die Strömung in die Kammer 127 vorgesehen.

Fig. 7 zeigt eine weitere Ausführungsform mit einem integrierten Ventil 100 im Gehäuse 20. Der Einlaßkanal 26 ist seitlich im Gehäuse 20 vorgesehen. Die Ventilbauteile, wie die Feder 128, die Entlastungsscheibe 130, der Sitzring 106, die Kugel 102, die Rückschlagfeder 104 sind vom Ventilkäfig 112 gehalten. Dieser hat am Umfang Clips 116 für einen Reibungssitz an der Wand 52.

Fig. 8 zeigt eine weitere Ausführungsform, in der ebenfalls Zungen 116 am Umfang des Käfigs 112 zum Befestigen der Ventileile vorgesehen sind. Der Hauptunterschied besteht aber darin, daß die Scheibe 103 als Rückschlagventilglied benutzt wird. Die Scheibe 103 benötigt weniger Raum als die Kugel 102, so daß der Käfig 112 niedriger wird. Die Druckentlastungsscheibe 130 hat eine Lippe 134 um die mittige Öffnung 132 herum und hält die Rückschlagventilscheibe 103 vom Sitzring weg, auch wenn in der Kammer 42 Überdruck herrscht und dann die Druckentlastungsscheibe 130 vom Sitzring abhebt. Der Durchmesser der Rückschlagventilscheibe 103 ist größer als der Durchmesser der Sitzringbohrung, so daß die Scheibe 103 auf dem Sitzring bei extremem Überdruck aufsitzt. Der Sitzring 106 hat mehrere Kanäle 107, hier Bohrungen am Umfang der Sitzringöffnung außerhalb des Außendurchmessers der Rückschlagventilscheibe und innerhalb des Außendurchmessers der Entlastungsscheibe.

Die abgeänderte Ausführungsform der Fig. 9 besitzt die Abdichtung für den Kolben 50 mit Nut 57 und Dichtring 59 am offenen Kolbenende, so daß ein Dichtring in der Büchse 36 entfällt.

Ferner sind mehrere Tellerfedern 150 bis 156 im Gehäuse 126 untergebracht, also Federscheiben von konischer Form mit einer mittigen Öffnung. Wird Druck auf die Tellerfeder ausgeübt, so flacht sie ab. Die Tellerfedern sind abwechselnd aufeinander geschichtet, um als Vorspannung für das Druckentlastungsventil zu dienen.

Dabei sitzt die oberste Tellerfeder 156 am Sitzring 106 und dichtet ab. Die Zahl der Tellerfedern hängt von der erforderlichen Federkraft und der Größe der Kammer 127 ab. Die Rückschlagventilkugel 102 liegt in der mittigen Öffnung der bersten Tellerfeder 156. Der Durchmesser der Kugel 102 ist etwas geringer als der Innen-durchmesser des Sitzrings 106, der keine Kanäle aufweist. Die Unterseite des Gehäuses 126 sitzt auf dem Boden der Büchse 36 auf. Einlaßseitige Ausschnitte 121 sind hier vorgesehen, so daß Druckmittel aus dem Einlaßkanal 125 an der Tellerfeder 150 vorbei in die Kammer 127 einströmen kann.

Fig. 10 zeigt eine alternative Ausführung ohne Kettenspanngehäuse. Diese Ausführung eignet sich besonders für gestanzte Teile. Die Feder 128 wird von einem Käfig 170 gehalten und drückt die Druckentlastungsscheibe 160 an den Sitzring 106 sowie an die Rückschlagventilkugel 102. Ein Käfig 112 hält die Rückschlagventilkugel 102 und auch eine Feder 104, welche die Kugel 102 an die Scheibe 160 drückt.

Der Käfig 170 hat einen Flansch 176, der den Sitzring 106 hält. Der Käfig 112 hat eine Schulter 118, die über den Sitzring 106 und auf den Flansch 176 des Käfigs 170 umgreift.

Eine Ölwicklung 172 ist an der Unterseite des Käfigs 170 angeordnet und besteht aus flexilem Werkstoff wie Nylon 6/6. Der Käfig 170 ist aus Blech, nämlich Stahl mit geringem Kohlenstoffgehalt gestanzt. Die Ölwicklung 172 hat eine Lippe 174 am Umfang. Wird diese Ventilanordnung in das Kettenspannergehäuse eingesetzt, so dichtet die Lippe 172 eine aus der Kammer nach außen gerichtete Leckage ab.

Auch die Druckentlastungsscheibe 160 ist ein Blechstanzteil, kann aber auch konisch geprägt werden. Die Druckentlastungsscheibe 160 ist mit einer Schulter 166 versehen, innerhalb der die Feder 128 einsitzt, welche die Scheibe mittig hält. Die konische Form bildet eine Lippe 164, die durch die Öffnung 105 zur Kugel 102 reicht, die aufsitzt, wenn der Druck in der Kammer hoch genug ist, um die Kugel 102 zu beaufschlagen bzw. wenn die Rückschlagventilfeder die Kugel beaufschlägt, so daß diese in der Öffnung 162 an der Lippe 164 gehalten wird. Auch die Scheibe 160 kann aus Blech ausgestanzt sein, beispielsweise 0,02" (0,5 mm), sollte aber gehärtet werden, um den Verschleiß zu mindern, wenn die Kugel 102 anschlägt.

Wie **Fig. 1** zeigt, lassen sich diese Ausführungsformen der Erfindung in idealer Weise für Kettenspanner verwenden, die kein getrenntes Druckentlastungsventil aufweisen. So kann die Anordnung der **Fig. 2** in die Kolbenbohrung 22 eines Gehäuses eingesetzt werden, wie es in den U.S. Patentschriften 5,259,820 und 5,277,664 der Anmelderin beschrieben ist.

Ferner läßt sich die Erfindung auch bei Kettenspannern mit Sperr 110 verwenden, wie dies **Fig. 1** zeigt, also in Kettenspannern mit Nachstellvorrichtung. Der Kolben 40 ist mit einer Zahnstange 110 verbunden, die sich beim AuswärtsHub des Kolbens verschiebt und ein Zurückgehen des Kolbens verhindert. Dies ist insbesondere in US 5,346,436 erläutert.

Die Wirkungsweise läßt sich anhand der **Fig. 2** bis 4 ersehen. **Fig. 2** zeigt die normalen Betriebsbedingungen: Schiebt die Feder 60 den Kolben 40 aus der Büchse 36 heraus und zur Kette hin, so wird hydraulisches Fluid in die Kammer nachgesaugt. Der Druck des Strömungsmittels am Einlaß 125 beaufschlägt die Kugel 102 und drückt diese an den Käfig 112, die also von der Lippe 134 der Druckentlastungsscheibe abhebt. Damit strömt

Fluid an der Kugel vorbei und durch die Öffnungen 114 in die Kammer 42. Ist die Kammer gefüllt, so drückt die Feder 104 die Kugel 102 auf die Lippe 134 zurück und die Kammer bleibt abgedichtet.

5 Wird von der Kette 14 der Spannschuh 12 an den Kolben 40 gedrückt, so steigt der Druck in der Kammer 42. Dabei bleibt die Kugel 102 in Dichteingriff an der Lippe 134.

Wird der Druck in der Kammer 42 höher, so drückt 10 die Kugel 102 und der druckbeaufschlagte Teil der Druckentlastungsscheibe 130 auf die Feder 128, so daß die Scheibe 30 entsprechend **Fig. 3** vom Sitzring 106 abhebt und einen Durchströmquerschnitt zwischen der Kugel 102 und der Sitzringfläche 109 und zwischen dem Sitzring 106 und der Scheibe 130 öffnet. Jetzt verringert 15 sich der Druck in der Kammer 42, wobei die Strömung zwischen Sitzring und Kugel und auch durch die Kanäle 107 am Umfang des Sitzrings erfolgt.

Bei einem bestimmten Maximaldruck in der Kammer 20 wird die Kugel 102 an die Sitzringfläche 109 gedrückt, so daß der Strömungsquerschnitt zwischen Kugel und Sitzringfläche schließt. Ein Drosselquerschnitt ist aber noch durch die Kanäle 107 vorhanden, so daß ein verringertes Volumen ausströmen kann, wie **Fig. 4** zeigt. Die 25 Querschnitte der Kanäle und der Drosselquerschnitt zwischen Kugel und Sitzring werden im Hinblick auf die gewünschten Eigenschaften des Kettenspanners ausgewählt. Werte wurden eingangs gegeben.

Typischerweise betragen die auf den Kettenspanner 30 ausgeübten Druckimpulse größtenteils 3000 bis 4000 Hz. Verringert man so den Druckentlastungsquerschnitt, so wird bei kurzzeitigen Druckspitzen der Druck nicht zu weit abgebaut. Da die Strömungsgeschwindigkeit zum Wiederauffüllen der Kammer gering ist, vermeidet man mit einem kleineren Drosselquerschnitt 35 zur Druckentlastung ein plötzliches Einfahren des Kolbens in das Gehäuse. So soll der Kolben nicht in das Gehäuse zu stark eintreten, der Druck in der Kammer soll aber nicht zu hoch ansteigen.

40 Unter Normalbedingungen funktioniert das in **Fig. 6** gezeigte Ventil ähnlich. Zur Druckentlastung aber schiebt der Druck in der Kammer den Ventilkörper 146 zusammen mit der Entlastungsscheibe 130 vom Anschlag 136 weg, weil die Druckkraft die Federvorspannung überschreitet. Dann strömt Fluid am Ventilkörper 146 vorbei und an der Außenseite der Entlastungsscheibe 130 zurück in den Einlaß 127.

Bei steigendem Druck stößt das konische Ende 142 des Ventilkörpers am Anschlag 144 an. Der Druck beaufschlägt die Entlastungsscheibe 130 weiter und diese hebt vom Ventilkörper 140 ab, so daß sich ein Durchströmquerschnitt zwischen der Sitzfläche 133 und der konischen Basis 146 des Ventilkörpers einstellt. Bei hohem Druck ist also ein Durchströmquerschnitt verfügbar, der zur Druckentlastung über die Außenseite der Entlastungsscheibe und durch die Öffnung der Entlastungsscheibe zwischen der Entlastungsscheibe und dem Ventilkörper führt.

Erreicht der Druck in der Kammer einen Maximalwert, so hat der Druck die Entlastungsscheibe an die 60 Anschlagschulter 138 angelegt. Die Entlastungsscheibe 130 bildet eine Abdichtung gegenüber der Anschlagschulter 138 und sperrt damit die Strömung durch die Öffnung der Entlastungsscheibe. So hat sich der verbleibende Durchströmquerschnitt in starkem Maße verringert, nämlich auf den Querschnitt an der Außenseite der Entlastungsscheibe. Dieser Querschnitt läßt sich leicht durch den gewünschten Abstand zwischen Entlastungs-

scheide und der Gehäuseteilauwand bestehend aus einer Kugel 102 und einer Feder 104, die die Kugel 102 gegen einen Sitzring 106 abdrückt. Die Ausführungsbeispiele der Fig. 7 und 8 funktionieren ähnlich wie anhand der Fig. 2 bis 4 erläutert. In Fig. 8 hat die Scheibe 103 als Rückschlagventilkörper weniger Masse als eine Kugel und spricht schneller an. Dies führt zu einer besseren dynamischen Anpassung an Fahrzeugmotoren, die höhere Nenndrehzahlen haben, so daß sich schnellere Lastwechsel an der Steuerkette ergeben.

Auch das Ventil in Fig. 9 funktioniert ähnlich, doch soll die Wirkung der Tellerfedern erläutert werden. Bei normalem Druck legt die Federkraft der Tellerfedern die oberste Tellerfeder 156 an den Sitzring 106 an. Die Kugel 102 ruht in der Öffnung der obersten Tellerfeder 156. Schiebt sich der Kolben 50 nach außen, so drückt der Druck der Druckmittelquelle die Kugel 102 entgegen der Federkraft von der obersten Tellerfeder 156 weg. Dann strömt Fluid aus dem Einlaßkanal 125 durch das Innere der Tellerfedern und an der Kugel 102 vorbei in die Kammer 42. Ist die Kammer gefüllt, so drückt die Feder 104 die Kugel 102 in Schließlage an der Tellerfeder.

Überschreitet der Druck in der Kammer 42 einen bestimmten Wert, so werden die Tellerfedern von diesem Druck zusammengedrückt. Tellerfeder 156 und Kugel 102 verschieben sich gemeinsam in Richtung Einlaßkanal 125. Dabei hebt die Tellerfeder 156 vom Sitzring 106 ab und ein Strömungsquerschnitt öffnet sich, durch den Strömungsmittel aus der Kammer 42 abströmt, um den Druck zu entlasten.

Zwischen dem Kugeldurchmesser und der Sitzringöffnung stellt sich so in Fig. 9 ein Abstand ein. Steigt der Druck in der Kammer 42 weiter über den normalen Überdruck hinaus, so verschieben sich die Kugel 102 und die Tellerfedern gemeinsam gegen den ansteigenden Rückdruck. Steigt der Druck, so bewegt sich die Kugel 102 in den Sitzring hinein und damit verschließt der sich vergrößernde Querschnitt der Kugel den Durchströmquerschnitt neben dem Sitzring 106. Damit ist Vorsorge getroffen, daß die Druckentlastung in der Kammer 42 zu hoch ist. Die Querschnittsverringerung für den Durchschnittsquerschnitt läßt sich hinsichtlich der Tellerfederverschiebung, der Federkraft, dem Bohrungsdurchmesser des Sitzringes und dem Kugeldurchmesser entsprechend wählen.

Der Durchmesser für die Öffnung des Sitzringes kann aber auch kleiner als der Kugeldurchmesser sein. Dann sind Kanäle im Sitzring erforderlich, um den verringerten Durchflußquerschnitt bei entsprechendem Überdruck in der Kammer zu ermöglichen.

Fig. 10 zeigt das Ventil geschlossen. Der Druck in der Kammer ist hoch genug, so daß die Kugel 102 zusammen mit der Feder an die Lippe 164 der Entlastungsscheibe angelegt wird. Der Druck ist aber zu klein, um die Entlastungsscheibe 160 vom Sitzring 106 abzuheben.

Patentansprüche

1. Hydraulischer Kettenspanner mit einem Gehäuse (20, 36), einem in dem Gehäuse verschiebbaren und eine Kammer (42) abteilenden Kolben (40) und einer den Kolben nach außen drückenden Feder (60) und einer Ventilanordnung, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilanordnung aus einem in der Kammer (42) angeordneten Einlaß-Rückschlagventil mit einem integrierten Druckentlastungsventil besteht, wobei ein einlaßseitiges Rückschlagventil (102, 103, 140) von einer Feder (104) in Richtung

schiebungsrichtung beaufschlagt ist und eine Druckentlastungsscheibe (130; 156) von einer Feder (128; 150—156) in der vorgenannten Verschiebungsrichtung des Kolbens auf das Rückschlagventilkörper zu vorgespannt ist.

2. Kettenspanner nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das integrierte Rückschlag- und Druckentlastungsventil ferner einen einlaßseitigen Ventilsitzring (106) aufweist, der fest zwischen dem Ventilglied (102, 103, 140) und der Druckentlastungsscheibe (130, 156) angeordnet ist, wobei das Ventilglied in der maximal vorgespannten Lage auf einer ersten Seite des Sitzringes aufsitzt und die Entlastungsscheibe in einem Abstand vom Sitzring hält und wobei die Druckentlastungsscheibe in einer maximal vorgespannten Lage an einer zweiten Seite des Ventilrings anliegt und das Ventilglied in einem Abstand vom Sitzring hält.

3. Kettenspanner nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckentlastungsscheibe (130, 160) eine Öffnung (132, 162) und eine Lippe (134, 164) am Umfang der Öffnung aufweist, wobei die Lippe an dem Ventilglied (102, 103) anliegt, wenn das Ventilglied von einem Druck verschoben ist, derart, daß bei weiterer Verschiebung in die maximal vorgespannte Lage die Entlastungsscheibe (130) vom Sitzring (106) vom Ventilglied abgehoben wird.

4. Kettenspanner nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Sitzring (106) mehrere Druckentlastungskanäle (107) zur Verbindung mit der Kammer (42) aufweist, die derart angeordnet sind, daß die Druckentlastungsscheibe die Kanäle sperrt, wenn die Entlastungsscheibe in ihrer voll vorgespannten Lage ist, daß bei einem ersten vorbestimmten hohen Druck in der Kammer der auf den die Kanäle absperrenden Teil der Druckentlastungsscheibe und auf das an der Druckentlastungsscheibe anliegende Ventilglied lastende Druck die Druckentlastungsscheibe vom Sitzring entgegen der Vorspannkraft der Druckentlastungsfeder abhebt, so daß ein Durchflußquerschnitt durch die Kanäle und zwischen dem Ventilglied und dem Sitzring geöffnet wird, und daß bei einem zweiten vorbestimmten Druck das Ventilglied in die maximal vorgespannte Lage verschoben wird und eine Abdichtung am Sitzring bildet und nur der Strömungsquerschnitt durch die Kanäle offen bleibt.

5. Kettenspanner nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das integrierte Rückschlag- und Druckentlastungsventil (100) jeweils einen Anschlag (144) für das Ventilglied (140) und einen Anschlag (136) für die Druckentlastungsscheibe (130) aufweist, wobei der Ventilgliedanschlag (144) für eine maximal vorgespannte Lage des Ventilgliedes und der Druckentlastungsanschlag (136) für eine maximal vorgespannte Lage der Entlastungsscheibe (130) vorgesehen ist, und ein weiterer Anschlag (138) für die Druckentlastungsscheibe (130) deren Hub in Richtung der Druckentlastungsfeder (128) begrenzt.

6. Kettenspanner nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Ventilkörper (140) mit einem konischen Ende (142) und einer Basis (146) versehen ist, wobei das konische Ende (142) durch die Öffnung in der Druckentlastungsscheibe (130) ver-

läuft und dem Ventilgliedanschlag (144) zugekehrt ist, und wobei die Basis (148) einen größeren Querschnitt als die Öffnung aufweist und wobei der Anschlag (138) für die Entlastungsscheibe (130) eine Abdichtung am Umfang der Öffnung in der Entlastungsscheibe bildet, wenn diese am Anschlag (138) anliegt.

5

7. Kettenspanner nach Anspruch 5 oder 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Anschlag (146) für die Druckentlastungsscheibe und der Anschlag (144) 10 für das Ventilglied am gleichen Bauteil ausgebildet sind.

8. Kettenspanner nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckentlastungsfeder aus mehreren Tellerfedern (150—156) 15 besteht, die abwechselnd aufeinandergeschichtet sind.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 3

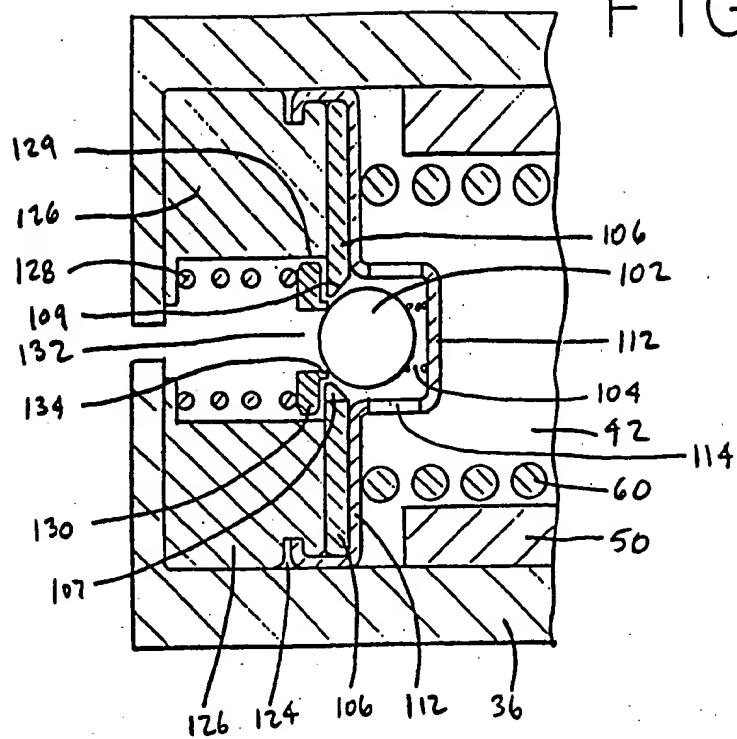


FIG. 4

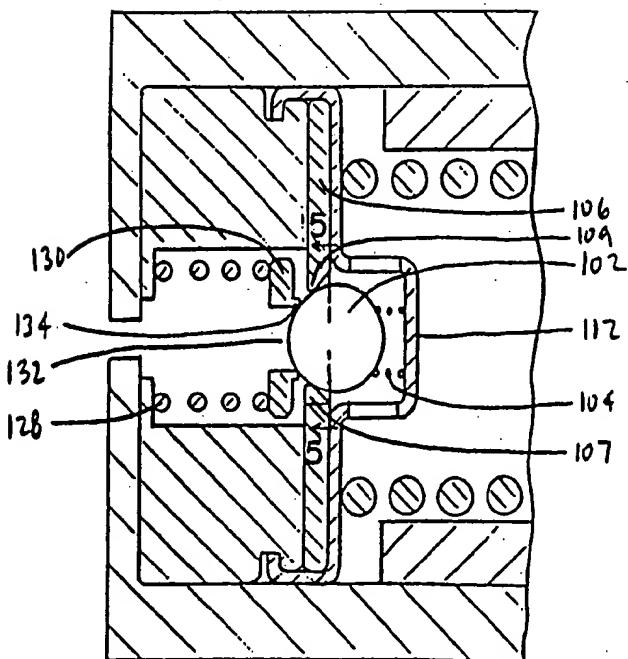


FIG. 5

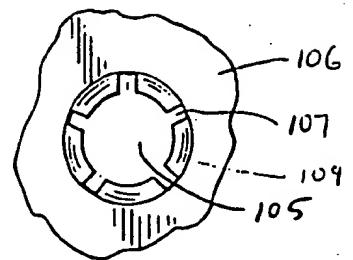


FIG. 1

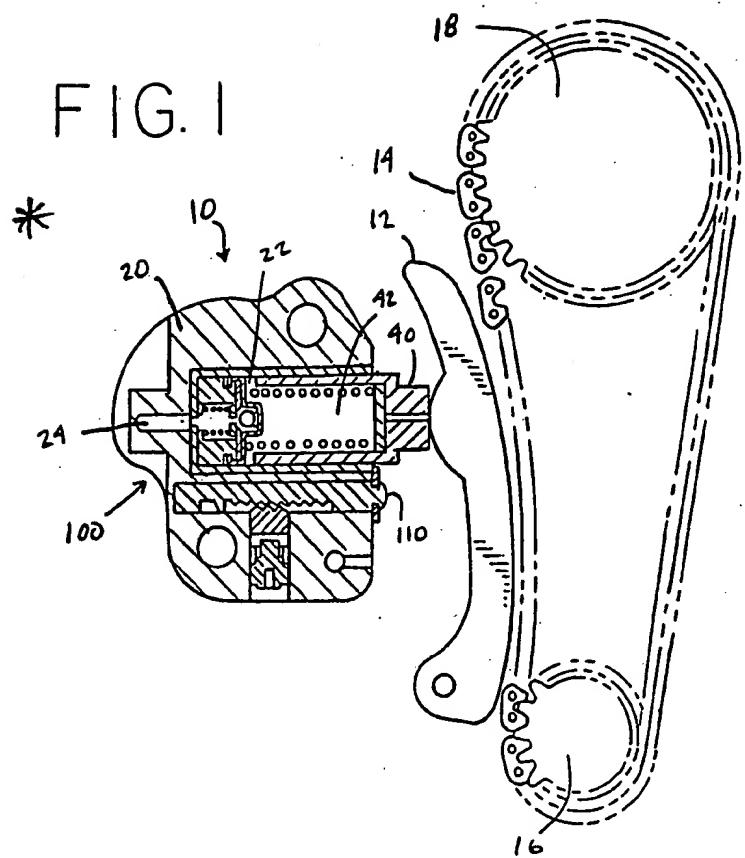


FIG. 2

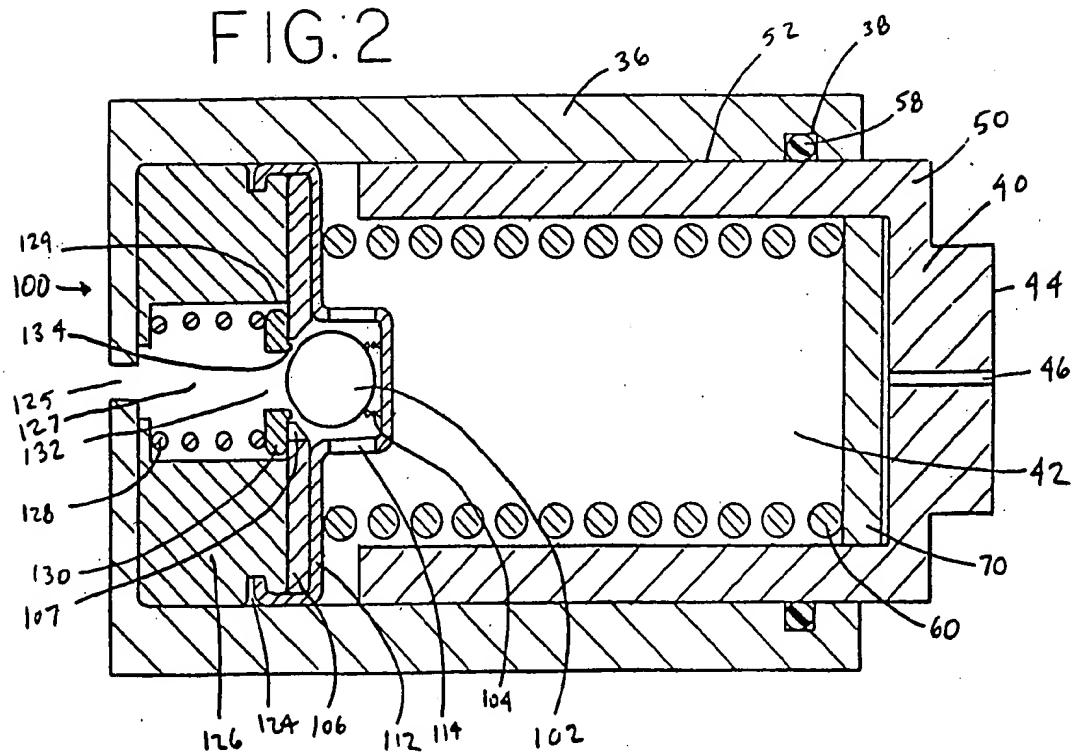


FIG.8

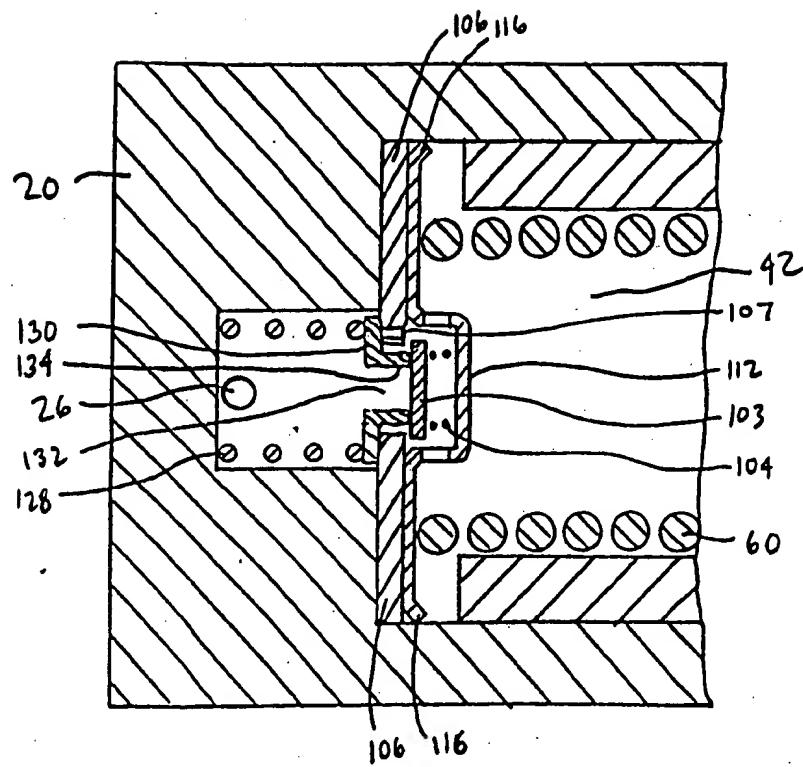


FIG.9

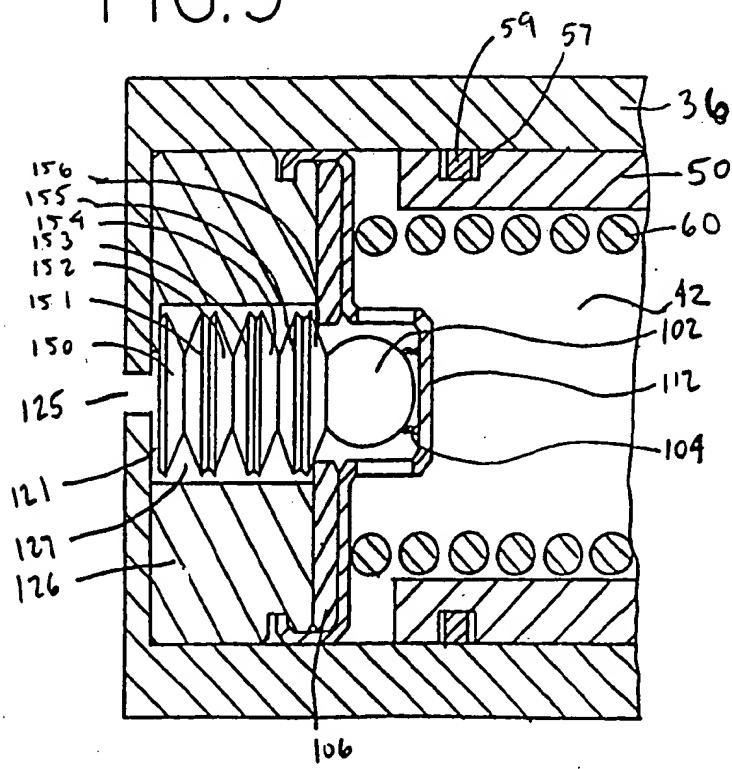


FIG.6

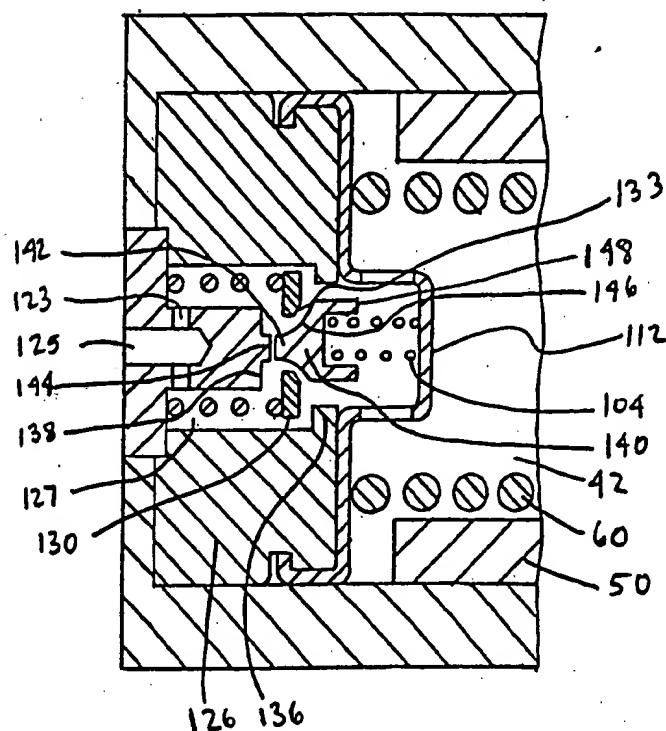


FIG.7

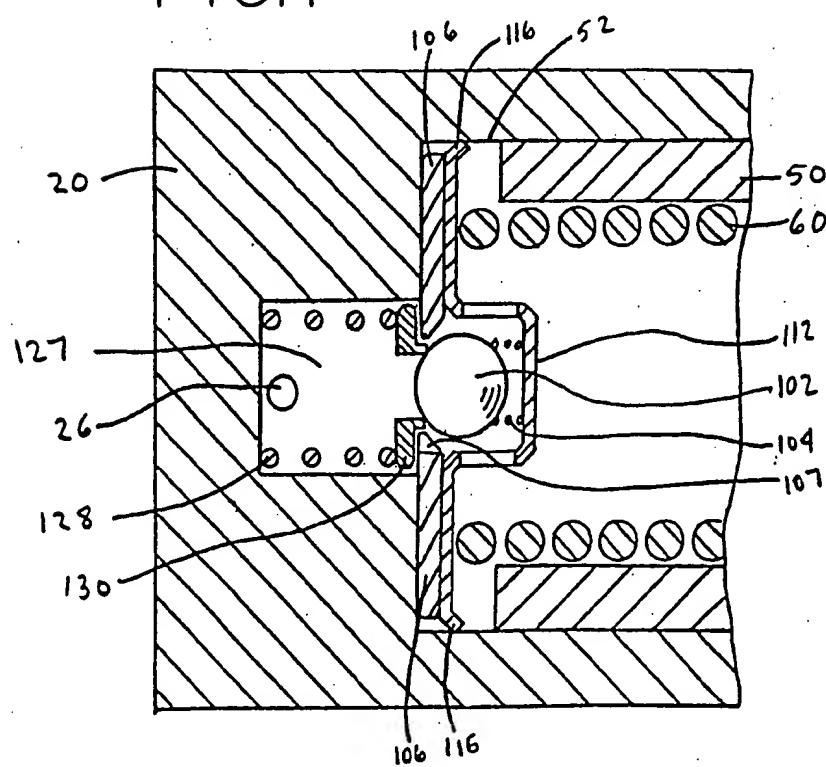


FIG. 10

